

This Page Is Inserted by IFW Operations
and is not a part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SIANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning documents *will not* correct images,
please do not report the images to the
Image Problem Mailbox.

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 08-324414

(43)Date of publication of application : 10.12.1996

(51)Int.Cl.

B60T 8/58

(21)Application number : 07-138068

(71)Applicant : NIPPONDENSO CO LTD

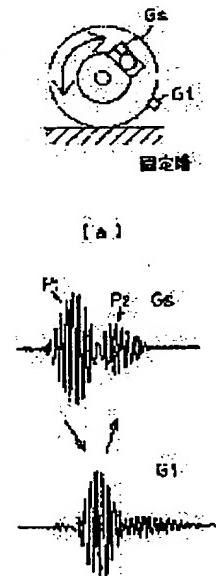
(22)Date of filing : 05.06.1995

(72)Inventor : ONOKI NOBUYOSHI
IMOTO YUZO
KAMIYA MASAHIKO
KONDO MASUHIRO

(54) BRAKING CONDITION DETECTING DEVICE AND VEHICLE CONTROL DEVICE

(57)Abstract:

PURPOSE: To detect the braking condition without reducing the wheel speed by detecting the sway of the tire resonant vibration generated in the tire of wheels of a vehicle, and detecting the braking condition of the wheels based on the detected sway.
CONSTITUTION: The vibration on a tire surface part is changed according to the contact condition with the road surface in the swaying phenomenon that the resonant vibration in the rotational direction with of tire is repeated with a time delay. When the vibration on the tire surface part is suppressed by the contact with the ground, the vibration waveform detected by a vibration sensor Gs of a wheel part and a vibration sensor Gt of the tire surface part is the combination of the vibration waveform P1 of the wheel part with the vibration waveform P2 reflected by the fixed end. When the wheel is not brought into contact with the ground and the tire surface part is the open end, only the vibration waveform P1 appears on the wheel part.



The μ gradient is estimated from the sway phenomenon, and the braking condition can be detected, e.g. the braking condition is in the vicinity of the maximum braking force if the μ gradient is small, while the vibration condition is before the transition point of the μ gradient if the μ gradient is small.

LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's
decision of rejection]

[Date of extinction of right]

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平8-324414

(43) 公開日 平成8年(1996)12月10日

(51) Int.Cl.⁶
B 60 T 8/58

識別記号 廣内整理番号

F I
B 60 T 8/58

技術表示箇所
Z

審査請求 未請求 請求項の数21 OL (全15頁)

(21) 出願番号 特願平7-138068

(22) 出願日 平成7年(1995)6月5日

(71) 出願人 000004260

日本電装株式会社

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地

(72) 発明者 小野木 伸好

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 日本電
装株式会社内

(72) 発明者 井本 雄三

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 日本電
装株式会社内

(72) 発明者 神谷 雅彦

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 日本電
装株式会社内

(74) 代理人 弁理士 足立 勉

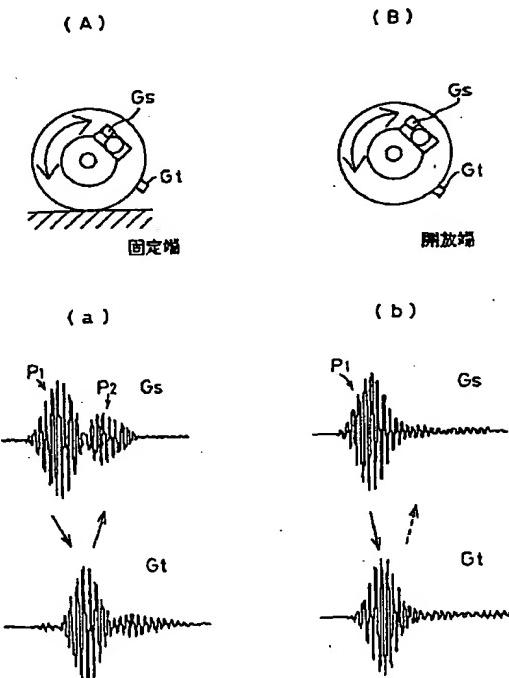
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 制動状態検出装置及び車両制御装置

(57) 【要約】

【目的】 車輪速度を落ち込ませることなしに制動状態を検出することができる制動状態検出装置、及び路面の最大 μ の大小によらず路面 μ の変化の追随性を向上できる車両制御装置を提供すること。

【構成】 図2に示す様に、タイヤホイール部で計測される振動は、タイヤのゴム部の特性により、振動がホイールとタイヤ表面(トレッド)を行き来する共振振動の揺らぎ現象を示す。この現象は、摩擦特性の μ 勾配に代表されるタイヤ表面と路面との接地状態により異なる特性を示す。図2は、タイヤを接地した時と浮かした時の振動特性の代表的な変化を示すものである。本発明の実施例は、この特性から μ 勾配に対応するパラメータを導出して制動状態を検出する装置、及びABS制御等への利用を行なう装置に関するものである。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 車両の車輪のタイヤに発生するタイヤ共振振動の揺らぎを検出する揺らぎ検出手段と、該揺らぎ検出手段によって検出したタイヤ共振振動の揺らぎに基づいて、前記車輪の制動状態を検出する制動状態検出手段と、を備えたことを特徴とする制動状態検出装置。

【請求項2】 前記揺らぎ検出手段が、前記車輪近傍に取り付けられた車輪速度センサ、加速度センサ、トルクセンサ又はひずみゲージからなる振動検出手段によって検出された振動状態に基づいて、前記タイヤ共振振動の揺らぎを検出することを特徴とする前記請求項1記載の制動状態検出装置。

【請求項3】 前記揺らぎ検出手段が、前記タイヤ共振振動の揺らぎを、共振周波数信号成分の変化から検出すことを特徴とする前記請求項1又は2記載の制動状態検出装置。

【請求項4】 前記制動状態検出手段が、前記揺らぎ検出手段の異なるタイミングにおける出力のエネルギー状態に基づいて、前記タイヤ共振振動の揺らぎを検出することを特徴とする前記請求項1～3のいずれか記載の制動状態検出装置。

【請求項5】 前記制動状態検出手段が、前記車輪の最大制動状態を検出することを特徴とする前記請求項1～4のいずれか記載の制動状態検出装置。

【請求項6】 前記制動状態検出手段が、前記車輪の制動状態を示す摩擦係数 μ の変化の μ 勾配を推定することを特徴とする前記請求項1～5のいずれか記載の制動状態検出装置。

【請求項7】 前記 μ 勾配の変化に基づいて、前記最大制動状態を検出することを特徴とする前記請求項6記載の制動状態検出装置。

【請求項8】 前記制動状態検出手段が、前記タイヤ共振振動の揺らぎの発生する周波数帯のエネルギー状態を演算し、該演算値の変化から前記 μ 勾配を推定することを特徴とする前記請求項6又は7記載の制動状態検出装置。

【請求項9】 前記タイヤ共振振動の振動源が、前記車輪の制動状態を制御する油圧回路の電磁弁の切り替えによる油圧脈動であることを特徴とする前記請求項1～8のいずれか記載の制動状態検出装置。

【請求項10】 前記タイヤ共振振動の振動源が、前記車輪のホイールシリンダの油圧を上昇又は下降させるポンプモータの駆動による油圧脈動であることを特徴とする前記請求項1～8のいずれか記載の制動状態検出装置。

【請求項11】 前記タイヤ共振振動の振動源の指令信号から、前記車輪のホイール部に現れる油圧脈動のタイミングを推定して、前記タイヤ共振振動の揺らぎ現象の計測範囲を定めることを特徴とする前記請求項9又は1

0記載の制動状態検出装置。

【請求項12】 前記各車輪における油圧脈動の脈動周波数を均一化する様に、前記油圧回路の体積膨張率を調節することを特徴とする前記請求項9～11のいずれか記載の制動状態検出装置。

【請求項13】 前記各車輪におけるタイヤ共振帯域を合わせる様に、前記油圧回路の体積膨張率を調節することを特徴とする前記請求項9～11のいずれか記載の制動状態検出装置。

【請求項14】 前記体積膨張率の調節を、前記油圧回路の管の径の調節、オリフィスの有無を含むオリフィスによる調節、及び管の長さの調節のうち少なくとも1種にて行なうことを特徴とする前記請求項12又は13記載の制動状態検出装置。

【請求項15】 前記車両のサスペンションによる共振の影響を受け難く、且つタイヤ共振ゲインの大きい領域の周波数の振動エネルギーを受けるように、装置構成を設定したことを特徴とする前記請求項1～14のいずれか記載の制動状態検出装置。

【請求項16】 前記車両のサスペンションとタイヤの共振点とが重ならないように、サスペンション及び／又はタイヤの共振周波数を調整したことを特徴とする前記請求項1～14のいずれか記載の制動状態検出装置。

【請求項17】 前記 μ 勾配が所定値以下の場合の制動力を算出し、該制動力と輪荷重とに基づいて摩擦係数 μ を算出することを特徴とする前記請求項6又は7記載の制動状態検出装置。

【請求項18】 前記請求項1～16の制動状態検出装置によって検出された制動状態に基づき、前記ホイールシリンダの油圧を調節して車輪の制動力を制御して車両のアンチスキッド制御を行なうことを特徴とする車両制御装置。

【請求項19】 前記車輪の摩擦係数 μ の変化を示す μ 勾配と車輪速度と車輪加速度とに基づき、車両のアンチスキッド制御を行なうことを特徴とする前記請求項18記載の車両制御装置。

【請求項20】 前記請求項1～16の制動状態検出装置によって検出された制動状態に基づき、前記ホイールシリンダの油圧を調節して左右輪の制動力を制御して車両のヨー制御を行なうことを特徴とする車両制御装置。

【請求項21】 前記車輪の摩擦係数 μ の変化を示す μ 勾配と車輪速度と車輪加速度とに基づき、車両のヨー制御を行なうことを特徴とする前記請求項20記載の車両制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】本発明は、車両の制動状態を検出する制動状態検出装置、及びこの制動状態検出装置によって検出した制動状態に基づいて、アンチスキッド制御等の車両の制御を行なう車両制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】従来より、車両のブレーキシステムは、例えばブレーキペダルに連結されたマスターシリンダと、車輪のブレーキ機構に設けられたホイールシリンダと、ブレーキ油を貯留するリザーバとを、それぞれの管路により接続して構成されている。

【0003】このブレーキシステムのうち、アンチスキッド制御装置としては、例えばマスターシリンダとホイールシリンダとの間の管路に流入弁を設けるとともに、ホイールシリンダとリザーバとの間の管路に流出弁を設け、これらの流入弁および流出弁を切り換え制御することによりホイールシリンダ内のブレーキ油圧を増減するように構成されるものがある。

【0004】この種の装置では、アンチスキッド制御を行なう場合には、油圧回路のポンプや電磁弁の動作によって、図17(a)に示す様に、マスターシリンダやリザーバからブレーキ油をステップ的に増圧(ΔP)してホイールシリンダ側に供給し、制動力を高めている。そして、その増圧に関する応答である車輪速度の落ち込み度合を、車輪速度及びその微分値である加速度成分から検出し、制動状態を判定している。

【0005】即ち、図17(b)に示す μ 勾配変移点よりスリップ率が小さい領域では、ステップ増圧に対する車輪速度の落ち込みは、スリップ率の増加につれて路面制動力が増大するため少ないが、 μ 勾配変移点よりスリップ率が大きい領域では、わずかな増圧でも路面制動力とブレーキ力との均衡が崩れ、車輪速度はロックに向かって落ち込むことになる。

【0006】言い替えれば、制動状態の判定は、車輪速度を一旦落ちさせなければ検出できないことになる。この結果、従来のアンチスキッド制御による制御波形は、図17(c), (d)に示す様に、車輪速度と油圧(ホイール圧)とが共に波を打つ様な波形となる。

【0007】

【発明が解決しようとする課題】ところが、上述の装置の様に、 μ 勾配変移点を車輪速度の落ち込みから検出するシステムでは、下記①, ②の問題があり、必ずしも好ましくない。

①増圧して車輪速度が落ち込んだ時点で、既に減圧にする必要がある状態であり、一定の制動状態に留まることができない。

【0008】つまり、時々刻々変化する路面に対応するため、絶えず、増圧→車輪速度の落ち込みの検出→減圧のパターンを繰り返す必要があり、制動距離や乗り心地に影響を与えるという問題がある。

②また、最大 μ である μ 勾配変移点が異なる路面に移行した場合、例えば路面状態が変化して路面 μ が急に上昇した場合には、車輪速度が落ち込むまでステップ増圧する時間が長くなり、 μ 勾配変移点の判定の遅れが制動距離に影響するという問題がある。

【0009】本発明は、前記課題を解決するためになされたものであり、車輪速度を落ち込ませることなしに制動状態を検出することができる制動状態検出装置、及び路面の最大 μ の大小によらず路面 μ の変化の追随性向上できる車両制御装置を提供することを目的とする。

【0010】

【課題を解決するための手段】前記課題を解決するためには、請求項1の発明は、図1に例示する様に、請求項1の発明は、車両の車輪のタイヤに発生するタイヤ共振振動の揺らぎを検出する揺らぎ検出手段と、該揺らぎ検出手段によって検出したタイヤ共振振動の揺らぎに基づいて、前記車輪の制動状態を検出する制動状態検出手段と、を備えたことを特徴とする制動状態検出装置を要旨とする。

【0011】請求項2の発明は、前記揺らぎ検出手段が、前記車輪近傍に取り付けられた車輪速度センサ、加速度センサ、トルクセンサ又はひずみゲージからなる振動検出手段によって検出された振動状態に基づいて、前記タイヤ共振振動の揺らぎを検出することを特徴とする前記請求項1記載の制動状態検出装置を要旨とする。

【0012】請求項3の発明は、前記揺らぎ検出手段が、前記タイヤ共振振動の揺らぎを、共振周波数信号成分の変化から検出することを特徴とする前記請求項1又は2記載の制動状態検出装置を要旨とする。

【0013】請求項4の発明は、前記制動状態検出手段が、前記揺らぎ検出手段の異なるタイミングにおける出力のエネルギー状態に基づいて、前記タイヤ共振振動の揺らぎを検出することを特徴とする前記請求項1～3のいずれか記載の制動状態検出装置を要旨とする。

【0014】請求項5の発明は、前記制動状態検出手段が、前記車輪の最大制動状態を検出することを特徴とする前記請求項1～4のいずれか記載の制動状態検出装置を要旨とする。請求項6の発明は、前記制動状態検出手段が、前記車輪の制動状態を示す摩擦係数 μ の変化の μ 勾配を推定することを特徴とする前記請求項1～5のいずれか記載の制動状態検出装置を要旨とする。

【0015】請求項7の発明は、前記 μ 勾配の変化に基づいて、前記最大制動状態を検出することを特徴とする前記請求項6記載の制動状態検出装置を要旨とする。請求項8の発明は、前記制動状態検出手段が、前記タイヤ共振振動の揺らぎの発生する周波数帯のエネルギー状態を演算し、該演算値の変化から前記 μ 勾配を推定することを特徴とする前記請求項6又は7記載の制動状態検出装置を要旨とする。

【0016】請求項9の発明は、前記タイヤ共振振動の振動源が、前記車輪の制動状態を制御する油圧回路の電磁弁の切り替えによる油圧脈動であることを特徴とする前記請求項1～8のいずれか記載の制動状態検出装置を要旨とする。

【0017】請求項10の発明は、前記タイヤ共振振動

の振動源が、前記車輪のホイールシリンダの油圧を上昇又は下降させるポンプモータの駆動による油圧脈動であることを特徴とする前記請求項1～8のいずれか記載の制動状態検出装置を要旨とする。

【0018】請求項11の発明は、前記タイヤ共振振動の振動源の指令信号から、前記車輪のホイール部に現れる油圧脈動のタイミングを推定して、前記タイヤ共振振動の揺らぎ現象の計測範囲を定めることを特徴とする前記請求項9又は10記載の制動状態検出装置を要旨とする。

【0019】請求項12の発明は、前記各車輪における油圧脈動の脈動周波数を均一化する様に、前記油圧回路の体積膨張率を調節することを特徴とする前記請求項9～11のいずれか記載の制動状態検出装置を要旨とする。

【0020】請求項13の発明は、前記各車輪におけるタイヤ共振帯域を合わせる様に、前記油圧回路の体積膨張率を調節することを特徴とする前記請求項9～11のいずれか記載の制動状態検出装置を要旨とする。

【0021】請求項14の発明は、前記体積膨張率の調節を、前記油圧回路の管の径の調節、オリフィスの有無を含むオリフィスによる調節、及び管の長さの調節のうち少なくとも1種にて行なうことを特徴とする前記請求項12又は13記載の制動状態検出装置を要旨とする。

【0022】請求項15の発明は、前記車両のサスペンションによる共振の影響を受け難く、且つタイヤ共振ゲインの大きい領域の周波数の振動エネルギーを受けるように、装置構成を設定したことを特徴とする前記請求項1～14のいずれか記載の制動状態検出装置を要旨とする。

【0023】請求項16の発明は、前記車両のサスペンションとタイヤの共振点とが重ならないように、サスペンション及び／又はタイヤの共振周波数を調整したことを特徴とする前記請求項1～14のいずれか記載の制動状態検出装置を要旨とする。

【0024】請求項17の発明は、前記 μ 勾配が所定値以下の場合の制動力を算出し、該制動力と輪荷重に基づいて摩擦係数 μ を算出することを特徴とする前記請求項6又は7記載の制動状態検出装置を要旨とする。

【0025】請求項18の発明は、前記請求項1～16の制動状態検出装置によって検出された制動状態に基づき、前記ホイールシリンダの油圧を調節して車輪の制動力を制御して車両のアンチスキッド制御を行なうことを特徴とする車両制御装置を要旨とする。

【0026】請求項19の発明は、前記車輪の摩擦係数 μ の変化を示す μ 勾配と車輪速度と車輪加速度とにに基づき、車両のアンチスキッド制御を行なうことを特徴とする前記請求項18記載の車両制御装置を要旨とする。

【0027】請求項20の発明は、前記請求項1～16の制動状態検出装置によって検出された制動状態に基づ

き、前記ホイールシリンダの油圧を調節して左右輪の制動力を制御して車両のヨー制御を行なうことを特徴とする車両制御装置を要旨とする。

【0028】請求項21の発明は、前記車輪の摩擦係数 μ の変化を示す μ 勾配と車輪速度と車輪加速度とにに基づき、車両のヨー制御を行なうことを特徴とする前記請求項20記載の車両制御装置を要旨とする。

【0029】

【作用及び発明の効果】

a) まず、本発明の基本的原理について説明する。タイヤに与えられた振動は、図2に示す様に、タイヤホイール部（車軸側）のイナーシャ（慣性）とタイヤ表面部（タイヤトレッド面）のイナーシャとの間で、振動エネルギーの行き来する揺らぎ現象を示す。

【0030】尚、前記ホイール部とタイヤ表面部との間で、タイヤ回転方向の共振振動が時間遅れを伴って行き来する現象を、タイヤにおける共振振動の揺らぎ現象と呼ぶ。このうち、タイヤ表面部の振動は、路面との接地状態によって変化する。即ち、図2(A)に示す様に、接地によってタイヤ表面部の振動が抑えられた場合、この接地箇所が固定端となり、振動は固定端で反射される。その結果、ホイール部の振動センサGSとタイヤ表面部の振動センサGTとで検出した振動波形は、図2(a)に示す様に、ホイール部の振動波形P1と固定端で反射した振動波形P2を合わせたものになる。

【0031】つまり、接地によってタイヤ表面部が固定端となり振動が抑えられている状態は、図3に示す摩擦係数スリップ率($\mu-s$)特性の μ 勾配が大きな値となっている領域と一致する。尚、タイヤ表面部の速度変化を抑える反力を発生させる成分として、タイヤ表面部と路面との摩擦係数のスリップ率変化に対する増加の割合、もしくは路面に対するタイヤ表面部の相対速度で発生する路面反力を相対速度で微分した値を、 μ 勾配と呼ぶ。

【0032】一方、図2(b)に示す様に、接地せずにタイヤ表面部が開放端となっている場合、上述した固定端の様な反射は生じない。その結果、ホイール部の振動センサGSとタイヤ表面部の振動センサGTとで検出した振動波形は、図2(b)に示す様に、ホイール部の振動波形P1のみとなる(P2は抑えられ小さな値となる)。

【0033】このタイヤを浮かせることにより、回転方向の振動が開放端となっている状態は、タイヤ表面部の振動が抑えられない μ 勾配=0の領域と一致する。つまり、図3に示す様に、スリップ率が増加し、 μ 勾配変移点を過ぎると、 $\mu-s$ 特性上の μ 勾配が小さな値となり、開放端に近い特性を示す様になる。

【0034】尚、一般に μ 特性は、スリップ率が小さい間は μ 勾配は大きく、(路面によって異なるが)一定スリップ率に達すると μ 勾配が小さくなる傾向を示す。本

発明は、 μ 勾配がスリップ率に対し急変する部分を μ 勾配変移点と呼ぶ。また、図3に示す様に、一般に μ 勾配が小さい領域は、路面にとって制動力の高い領域である（最大制動力状態）。

【0035】以上説明した様に、 μ 勾配は路面との接地状態を示し、この μ 勾配によりタイヤ共振振動の揺らぎが影響を受けることが分かる。従って、タイヤ共振振動の揺らぎから μ 勾配を推定することで、 μ 勾配小ならば最大制動力の近傍、 μ 勾配が大ならば μ 勾配変移点前であると、制動状態を的確に検出することができる。

【0036】尚、本発明においては、制御中の路面で得られる最大制動力の近傍に到達しているかどうか、言い替えれば、 μ 勾配変移点以降の小さな μ 勾配で制御を行なっているかどうかを判定することで制動状態の判定を行なう手段を採用できる。

b) 次に、各請求項毎の作用効果について説明する。

【0037】請求項1では、揺らぎ検出手段によって、車両の車輪のタイヤに発生するタイヤ共振振動の揺らぎを検出し、この揺らぎ検出手段によって検出したタイヤ共振振動の揺らぎに基づいて、制動状態検出手段によって、車輪の制動状態を検出する。

【0038】つまり、上述した様に、ホイール部とタイヤ表面部との間の振動の揺らぎの状態が、制動状態を示すものであるので、本発明では、この揺らぎを検出することによって、制動状態を推定することができる。即ち、従来の様に、車輪速度が低下することによって最大制動力（最大 μ ）に到達したことを検出するのではなく、タイヤ共振振動の揺らぎによって、迅速に制動状態を推定できる。そのため、例えばアンチスキッド制御を迅速に行なうことができるので、制動性能を大きく向上させることができる。

【0039】請求項2の発明では、振動検出手段として、車輪近傍に取り付けられた車輪速度センサ又は加速度センサを採用できる。また、加速度センサのかわりにトルクセンサ、ひずみゲージなどを用いてもホイール部にかかる力の変動として加速度成分を取り出すことができる。つまり、この車輪速度センサや加速度センサ等によって、ホイール部の振動及びタイヤ表面部からの反射による振動を検出できるので、この検出した振動状態に基づいて、揺らぎ検出手段によって、タイヤ共振振動の揺らぎを検出することができる。

【0040】請求項3の発明では、揺らぎ検出手段として、タイヤ共振振動の揺らぎを共振周波数信号成分の変化から検出する手段を採用できる。請求項4の発明では、制動状態検出手段が、揺らぎ検出手段の異なるタイミングにおける出力のエネルギー状態に基づいて、タイヤ共振振動の揺らぎを検出することができる。例えば、ホイール部の振動波形P1と固定端で反射した振動波形P2とに該当するエネルギー状態の比に基づいて、制動状態を検出することができる。

【0041】請求項5の発明では、制動状態検出手段として、車輪の制動状態が最大制動状態に到達したことを検出する手段を採用できる。つまり、振動状態検出手段によって検出したタイヤ共振振動の揺らぎが、制動状態に応じて変化するので、この揺らぎに基づいて、制動力が最大となる最大制動状態を検出できる。

【0042】請求項6の発明では、制動状態検出手段として、 μ 勾配を推定する手段を採用できる。つまり、振動状態検出手段によって検出したタイヤ共振振動の揺らぎと μ 勾配との間には、前記図3に示す様な関係があるので、この関係に基づいて、 μ 勾配を推定することができる。

【0043】請求項7の発明では、最大制動状態と μ 勾配との間には、前記図3に示す様な関係があるので、 μ 勾配の変化に基づいて、最大制動状態を検出することができる。請求項8の発明では、タイヤ共振振動の揺らぎの発生する周波数帯のエネルギー状態を演算し、この演算値の変化から μ 勾配を推定することができる。

【0044】上述した様に、ホイール部からタイヤに与えられエネルギーとそのエネルギーがタイヤ表面部にて反射したエネルギーとの関係は、揺らぎの状態を示すものであるので、このエネルギーの関係から、 μ 勾配を推定することができる。請求項9の発明では、タイヤ共振振動の振動源として、制動状態を制御する油圧回路の電磁弁の切り替えによる油圧脈動を採用できる。

【0045】つまり、この油圧脈動の振動周波数は、タイヤ共振振動の周波数と重なる部分が多く、タイヤ共振振動を強調するものであるので、この油圧脈動を利用して、タイヤ共振振動の揺らぎを確実に検出でき、よって、制御状態を好適に把握することができる。

【0046】請求項10の発明では、タイヤ共振振動の振動源として、車輪のホイールシリンダの油圧を上昇又は下降させるポンプモータの駆動による油圧脈動を利用できる。請求項11の発明では、タイヤ共振振動の振動源の指令信号から、車輪のホイール部に現れる油圧脈動のタイミングを推定して、タイヤ共振振動の揺らぎ現象の計測範囲を定めることができる。

【0047】請求項12の発明では、各車輪における油圧脈動の脈動周波数を均一化する様に、油圧回路の体積膨張率を予め調節しておくので、タイヤ共振振動の揺らぎを確実に検出でき、よって、制動状態を好適に把握できる。請求項13の発明では、各車輪におけるタイヤ共振帯域を合わせる様に、油圧回路の体積膨張率を予め調節しておくので、前記請求項9と同様に、タイヤ共振振動の揺らぎを確実に検出でき、よって、制動状態を好適に把握できる。

【0048】請求項14の発明では、体積膨張率の調節を行なう手段として、油圧回路の管の径の調節を調節する手段、（オリフィスの有無を含む）オリフィスによって調節する手段、及び管の長さを調節する手段のうち少

なくとも1種を採用できる。請求項15の発明では、車両のサスペンションによる共振の影響を受け難く、且つタイヤ共振ゲインの大きい領域の周波数の振動エネルギーを受けるように、装置構成を設定するので、例えば使用する車輪速度センサの特性、加速度センサの特性、フィルタの特性等を前記の様に適切に設定するので、タイヤ共振振動の揺らぎを容易に検出することができる。

【0049】請求項16の発明では、車両のサスペンションとタイヤの共振点とが重ならないように、サスペンション及び／又はタイヤの共振周波数を調整するので、タイヤ共振振動の揺らぎを容易に検出することができる。請求項17の発明では、 μ 勾配が最大制動状態の場合の場合には、例えばマスターシリンダ圧等のブレーキ圧を用いて制動力を算出することができるので、その制動力と輪荷重とに基づいて摩擦係数 μ を算出することができる。よって、この摩擦係数 μ を用いて、例えば精密なアンチスキッド制御を行なうことができる。

【0050】請求項18の発明では、前記請求項1～16の制動状態検出装置によって検出された制動状態に基づき、ホイールシリンダの油圧を調節して車輪の制動力を制御して、車両のアンチスキッド制御を行なう。従つて、従来の様に、車輪速度の落込みを検出してからアンチスキッド制御を行なうのではなく、例えば μ 勾配によって最大制動状態を直接に推定することにより、迅速にアンチスキッド制御を行なうことができる。また、これによって制動状態を迅速に把握できるの、最大制動状態に維持することも容易になり、制動性能が大きく向上する。更に、路面 μ が異なる状態となつても、迅速且つ確実にアンチスキッド制御を行なうことができ、その点でも制動性能が大きく向上するという利点がある。

【0051】請求項19の発明では、 μ 勾配と車輪速度と車輪加速度とに基づいて、例えばホイールシリンダの油圧の制御量を求め、この制御量に基づいて増圧や減圧の制御を行なうので、アンチスキッド制御を好適に行なうことができる。請求項20の発明では、前記請求項1～16の制動状態検出装置によって検出された制動状態に基づき、ホイールシリンダの油圧を調節して左右輪の制動力を制御して車両のヨー制御を行なうので、車両の好ましくない回転動作を、迅速且つ確実に抑制することができる。

【0052】請求項21の発明では、車輪の摩擦係数 μ の変化を示す μ 勾配と車輪速度と車輪加速度とに基づき、例えばホイールシリンダの油圧の制御量を求めるので、この制御量に基づいて、好適に車両のヨー制御を行なうことができる。

【0053】

【実施例】以下、本発明の実施例を図面に基づいて説明する。

（実施例1）

【1】図4は、本発明が適用された車両の制御系全体の

構成を表わす概略構成図である。尚、本実施例はフロントエンジン・フロントドライブ（FF）の四輪車に本発明を適用した例である。

【0054】図4に示す如く、車両の各車輪（左前輪FL、右前輪FR、左後輪RL、右後輪RR）には、各車輪FL～RRに制動力を与えるためのホイールシリンダ（W/C）2FL、2FR、2RL、2RR、及び各車輪FL～RRの回転速度を検出する車輪速度センサ4FL、4FR、4RL、4RRが夫々設けられている。また、駆動輪である左右前輪（駆動輪）FL、FRは、変速機6、ディファレンシャルギヤ8を介して接続された内燃機関10からの駆動力を受けて回転するようになっており、この動力源となる内燃機関10には、その回転速度、吸入空気量、冷却水温、スロットルバルブの開度（スロットル開度）等の運転状態を検出するセンサ群が設けられている。

【0055】また、各車輪FL～RRの車輪速度センサからの検出信号は、アンチスキッド制御用電子制御装置（ABS用ECU）20に入力される。尚、ABS用ECU20は、周知のCPU、ROM、RAM等を中心構成されたマイクロコンピュータとして構成されている。

【0056】このABS用ECU20は、ブレーキペダル32の踏込によりブレーキ油を吐出するマスターシリンダ（M/C）34から各車輪FL～RRのW/C2FL～2RRに至る油圧経路に設けられた油圧回路40内の各種電磁弁を制御することにより、車両制動時に車輪に生じたスリップを抑制するアンチスキッド制御（ABS制御）を実行するためのものであり、前記各車輪速度センサ4FL～4RRからの検出信号以外に、ブレーキペダル32の操作時にオン（ON）状態となるブレーキスイッチ（以下ブレーキSWと称す）36や、油圧回路40内に設けられ、駆動輪FL、FRのW/C2FL、2FR内の油圧を検出する図示しない圧力センサ等からの検出信号を受けて動作する。

【0057】[2] 次に、前記油圧回路40について説明する。図5に示す如く、油圧回路40は、M/C34の2個の油路から圧送されるブレーキ油を、右前輪FR及び左後輪RLと、左前輪FL及び右後輪RRとに各々供給するための2系統の油圧経路42、44を備えている。そして、これら各油圧経路42、44の内、従動輪である左右後輪RL、RRのW/C2RL、2RRに至る油圧経路42R、44Rには、その経路42R、44Rを連通する増圧位置とその経路を遮断する保持位置とに切換可能な保持弁（増圧制御弁）46RL、46RRと、各W/C2RL、2RR内のブレーキ油を排出するための減圧弁（減圧制御弁）48RL、48RRとが設けられている。

【0058】なお、増圧制御弁46RL、46RRは、通常、増圧位置となつており、ABS用ECU20からの通電により保持位置に切り換えられる。また、減圧制御

弁48RL, 48RRは、通常、遮断状態になっており、ABS制御装置20からの通電により連通状態となってW/C2FL, 2RR内のブレーキ油を排出する。

【0059】一方、前記各油圧経路42, 44の内、駆動輪である左右前輪FL, FRのW/C2FL, 2FRに至る油圧経路42F, 44Fには、従動輪側の油圧経路42R, 44Rと同様、前述の制御弁としての増圧制御弁46FR, 46FL及び減圧制御弁48FR, 48FLが設けられている。

【0060】また、各油圧経路42, 44には、減圧制御弁48FL～48RRから排出されたブレーキ油を一時的に蓄えるリザーバ56, 58が備えられ、更にそのブレーキ油を、M/C34と増圧制御弁46FL～46RRとの間の油圧経路に夫々圧送するポンプ60, 62が備えられている。

【0061】〔3〕次に、前記ABS用ECU20にて行われるABS制御の概要について説明する。尚、ABS制御を行わない場合は、通常、油圧回路40の全ての電磁弁はオフ(OFF)となっている。具体的には、例えば駆動輪側のW/C2FL, 2FRの圧力制御弁として、増圧制御弁46FL, 46FR; 連通位置、減圧制御弁48FL, 48FR; 遮断位置とされている。

【0062】例えば低μ路でのドライバの急激なブレーキ操作によって、各車輪FL～RRにスリップが発生すると、ABS制御を開始して、モータ80を駆動してポンプ60, 62を作動させるとともに、圧力制御弁である増圧制御弁46FL～46RRと減圧制御弁48FL～48RRを夫々ON・OFF(通電・非通電)することにより、各車輪FL～RRのスリップ状態に応じて、各W/C2FL～2RR内のブレーキ油圧を、減圧、保持、増圧の状態に適宜切り替えて制御する。

【0063】具体的には、車輪がロック傾向にあると判断すると、圧力制御弁を減圧位置(増圧制御弁ON; 遮断、減圧制御弁ON; 連通)に制御して、W/C2FL～2RR油圧を減圧し、車輪のロックを防止する。このとき、W/C2FL～2RRから減圧された油量は、減圧制御弁48FL～48RRを介してリザーバ56, 58に排出され、更にモータ80を駆動することによってリザーバ56, 58に蓄積された油量を通常のブレーキ系に還流させる。

【0064】そして、ABS制御中に、車輪のロック傾向が解消したと判断されると、W/C2FL～2RRの圧力制御弁を増圧位置(増圧制御弁OFF; 連通、減圧制御弁OFF; 遮断)に制御し、W/C油圧を増加させる。尚、W/C油圧を急激に増加させると、車輪がロック傾向となるため、圧力制御弁を保持位置(増圧制御弁ON; 遮断、減圧制御弁OFF; 遮断)に制御して、W/C油圧を保持することにより、徐々にW/C油圧を増加させることによって、車輪のロックを防止し、車両の安定性を確保する。

【0065】〔4〕次に、ABS用ECU20によって行われる制動状態の検出の処理、及びその制動状態に基づいて行われるABS制御を、図6～図13、図16に基づいて説明する。

①まず、図6に基づいて、本実施例のμ勾配パラメータR.P.による制動状態の検出の原理について簡単に説明する。

【0066】本発明者らの実験によって、滑り易い氷上等の低μ路と乾燥した通常の高μ路において、スリップ率と制動力Fとの関係を調べたところ、図6(a)。

(b)の様な関係があることが分かった。このグラフの縦軸の制動力Fは、摩擦係数μと輪荷重Nとの積(F=μ・N)で表されるので、輪荷重Nを一定とすると縦軸はμを示す指標となる。従って、このグラフの傾きがμ勾配に相当するものである。

【0067】ここで、μ勾配パラメータとして、後述するエネルギー状態の比であるR.P. (=Pout/Pin)をとると、そのグラフは図6(c)に示すものとなる。この図6の関係は、高μ路であっても低μ路であっても、μ勾配が小さくなるとR.P. も小さくなることを示しており、図6(a), (b)にて最大制動力を示す所定のμ勾配となった場合には、図6(c)の閾値Rthに至ることになる。

【0068】尚、図16に、(実験で得られた)各路面におけるスリップ率と摩擦係数μ又はR.P.との関係を示すが、この実験結果は、図6の関係を裏付けている。従って、μ勾配パラメータR.P.を算出することによって、μ勾配の状態、即ち制動状態を正確に把握することができる。

【0069】②次に、制動状態の検出及びABS制御を、図7のフローチャートに基づいて説明する。尚、この処理は、ABS制御開始の条件(例えば所定のスリップ率以上となった場合)が満たされた場合に実行される。図7のステップ100にて、車輪速度センサ4FL～4RRからの出力に基づいて、車輪速度Vwを算出する。

【0070】例えば、図8に示す様に、車輪速度に応じて車輪速度パルス信号が得られるが、この車輪速度パルス信号間の時間△Twを計測し、下記(1)式に基づいて車輪速度Vwを算出する。

$$Vw(n) = k_1 / \Delta Tw(n) \quad \dots (1)$$

但し、k1は定数

続くステップ110では、下記の様にしてバンドパスフィルタ処理を行なう。

【0071】ここでは、まず、前記図8に示す様に、車輪速度のサンプリングデータを時系列データに変換する。つまり、あるパルス信号間の時間△Twを用いて前記(1)式により車輪速度Vwを求めるが、この車輪速度Vwを各サンプルタイミングにおけるサンプル速度として設定して、時系列データを求める。

【0072】尚、本実施例では、車輪速度センサ4FL～

4RRの出力を用いて、その時系列データを求めたが、加速度センサの出力を用いて、その時系列データを用いてもよい。そして、この様にして求めた時系列データに対して、後述するパワー計測の区間でのエリス誤差、計算誤差などを低減するために、図9に示す様なフィルタ伝達特性を有するバンドパスフィルタにて、バンドパスフィルタ処理を行なう。

【0073】尚、このフィルタ形式としては、定遲延特性を示すFIR形フィルタを使用する。また、ここでは、特定の周波数帯の振動エネルギーを受ける様にフィルタ特性を設定しているが、この様なデジタルフィルタ特性だけでなく、例えば加速度センサ(Gセンサ)で検出する場合には、タイヤ共振帯域ピークゲインが得られる構成とすることで、デジタルフィルタの演算負荷が低減できる。また、車輪速度センサは、低速でもタイヤ共振帯域の信号が検出できる構成が必要であり、センサの歯数などを考慮して選定する必要がある。

【0074】続くステップ120では、下記の様にしてウインドウ処理を行なう。本実施例で用いる振動エネルギー計測は、油圧回路40の電磁弁を駆動した後、バン

$$g(m) = 0.42 - 0.5 \cdot \cos[2\pi \cdot m / (L-1)] + 0.08 \cdot \cos[4\pi \cdot m / (L-1)] \dots (2)$$

この(2)式において、ウインドウ箇所のサンプリング個数を示すLは、サンプリング周波数fsとウインドウ幅△Twより、 $L = \Delta Tw \times fs$ により求まる。尚、検出周波数をfdとするとき、下記(3)式の値kは、 $k = fd \times L / fs$ として求まる。但しL、kともに整数値であり、小数点以下の切捨てを行なう。

【0078】特に、本実施例では、検出周波数fdは100Hzとした(fsは1200Hz)。これは、図11に示す様に、振動源である油圧脈動と共振要素であるタイヤとの共振周波数が、100Hz近傍(±15Hz)にて一致しており、この100Hz近傍では、油圧脈動によって強調されたタイヤの振動を検出し易いからである。

【0079】尚、図11は、振動の伝達について説明し
 $W(k, m) = \exp(j2\pi/Lkm)$

$$P(i, k) = \sum_{m=0}^{L-1} V_{wBPF}(i-L/2+m) g(m) W(k, m) \dots (3)$$

【0082】但し、W(k, m)は回転子、g(m)W(k, m)は、特定周波数に対するウインドウ部分である。続くステップ140では、下記(4)式に基づいて、μ勾配パラメータR.P.を算出する。

$$R.P. = P_{out}/P_{in} \dots (4)$$

つまり、このμ勾配パラメータR.P.が、振動の搖らぎの状態を示す値であり、μ勾配パラメータR.P.とμ勾配とは、図12に示す関係があるので、勾配パラメータR.P.を求ることによって、実質的にμ勾配も

ドバス処理後の波形に、最初の振動が現れる箇所と(搖らぎ現象の結果)タイヤ表面の状況を反映した振動が現れる箇所との2箇所に周波数を特定したウインドウを当てて処理する。即ち所定のタイミングにおける振動のみを取り出す処理を行なう。

【0075】具体的には、図10に示す様に、電磁弁の(増減圧に関する)オン信号からi1までのT1時間と、i1からi2までのT2時間との2箇所を中心に、△Twの幅で計測を行なっている。尚、VwBPF(n)はVw(n)をバンドパスフィルタ処理した値であり、Pinは最初の振動が現れる箇所の振動エネルギー、Poutは搖らぎ現象の結果タイヤ表面の状況を反映した振動が現れる箇所の振動エネルギーである。

【0076】続くステップ130では、下記の様にしてエネルギー計測処理を行なう。振動エネルギーは、ウインドウ箇所の検出周波数の成分を積算することにより求める。下記(2)式にウインドウ式を示すが、本実施例では、一般的なハミングウインドウを使用している。

【0077】

$$[2\pi \cdot m / (L-1)]$$

$$+ 0.08 \cdot \cos[4\pi \cdot m / (L-1)] \dots (2)$$

た图であり、本実施例では、サスペンション系の共振の影響を受け難く、且つタイヤ系の共振を受け易い周波数の振動を油圧脈動により与え、タイヤ系のホイール部とタイヤ表面部との間の共振信号を車輪速度センサにより検出している。

【0080】そして、上述した様にL、kを定めると、車輪速度信号列Vwのi番目の振動エネルギーは、下記式(3)において、P(i, k)より求まる。尚、上述した様に、T1時間の振動エネルギーをPinとして求め、T2時間の振動エネルギーをPoutとして求める。

【0081】

【数1】

定まる。

【0084】続くステップ150では、車輪速度センサ2FL~2RRからの信号に基づいて、従動輪の回転から、車体速度VBを算出する。続くステップ160では、下記(5)式により、車輪速度Vw及び車体速度VBから、加速度項を算出する。

【0085】

$$\text{加速度項} = d(Vw - VB) / dt \dots (5)$$

続くステップ170では、下記(6)式により、車輪速度Vw及び車体速度VBから、速度項を算出する。ここ

で、 $k_3 \cdot VB$ は目標速度である。

$$\text{速度項} = (Vw - k_3 \cdot VB) \quad \dots (6)$$

続くステップ180では、下記(7)式により、加速度

$$W_{\cdot}P_{\cdot} = k_1 \cdot (Vw - k_3 \cdot VB) + k_2 \cdot d(Vw - VB) / dt \quad \dots (7)$$

続くステップ190では、図13に示す様な、 μ 勾配パラメータR. P. と速度パラメータW. P. と(W/Cの)増減圧量△Pとのマップから、 μ 勾配パラメータ

R. P. 及び速度パラメータW. P. に基づいて、増減

$$\Delta P = k_{p1} \cdot R. P. + k_{p2} \cdot (k_3 + R. P.) \cdot W. P. \quad \dots (8)$$

但し、W. P > 0の場合

$$\Delta P = k_{p1} \cdot R. P. + k_{p4} / (k_5 + R. P.) \cdot W. P. \quad \dots (9)$$

但し、W. P ≤ 0の場合

尚、前記(8), (9)式において、 k_{p1} ~ k_{p5} は定数

この様に、本実施例では、車輪速度センサ4FL~4RRの出力に対し、バンドパスフィルタ処理、ウインドウ処理、エネルギー計算処理、 μ 勾配パラメータ処理を行うことによって、振動エネルギーに対応した値である μ 勾配を示す指標である μ 勾配パラメータR. P. を求めることができる。そして、この μ 勾配パラメータR. P. と速度パラメータW. P. とに基づいて、W/C 2FL~2RRの増減圧量△Pを求めることができる。つまり、 μ 勾配パラメータR. P. を利用して、従来より迅速に制動状態を検出できるので、迅速且つ確実にABS制御を行なうことができるという利点がある。

(実施例2) 次に、実施例2について説明する。

【0087】本実施例では、前記実施例1の図7のステップ100にて求めた車輪速度Vwと、ステップ140にて求めた μ 勾配パラメータR. P. とを用いて、制動力Fや最大制動力Fmaxを求めるものである。尚、本実施例では、ハード構成や制御処理等前記実施例1と同様な部分の説明は、省略又は簡略化する。

【0088】図14に示す様に、ステップ200にて、車輪速度Vwが所定値、即ち $(1 - K_s) \cdot VB$ を上回るか否かを判定する。尚、ここで、 dVw/dt の絶対値がKaを上回るか否かの判定を行なってもよい。但

$$F = k_t \cdot P_b + I_w \cdot dVw/dt \quad \dots (10)$$

但し、Pbはブレーキ油圧(即ちW/C油圧)

k_t はブレーキトルク変換定数

Iwは車輪慣性モーメント

Vwは車輪速度

続くステップ230では、最大制動力に達したことを示すフラグFをクリアし、一旦本処理を終了する。

【0092】一方、前記ステップ210にて否定判断されて進むステップ240では、フラグFが0か否か、即ち今回初めて最大制動力に達したか否かを判定する。ここで肯定判断されるとステップ250に進み、一方否定判断されると一旦本処理を終了する。

【0093】ステップ250では、前記(10)式を用

項及び速度項から、速度パラメータW. P. を算出す
る。但し、 k_1 、 k_2 は係数

$$\text{圧差} \Delta P \text{を求め、一旦本処理を終了する。}$$

【0086】尚、図13のマップを式で示すと、下記(8), (9)式の様になる。

$$\Delta P = k_{p1} \cdot R. P. + k_{p4} / (k_5 + R. P.) \cdot W. P. \quad \dots (8)$$

し、 K_s はスリップ率に相当する定数、Kaは加速度に相当する定数を表している。

【0089】つまり、スリップ率が大きく落ち込んだり、車輪加速度(減速度を含む)が大きいときには、ホイール油圧に発生するブレーキトルクと制動力とのバランスが崩れた過渡的状態であり、後述する(10)式で使用するPb, Vwなどのサンプリング精度が保てないため、Fの推定をバイパスしている。尚、一般にスリップ率が大きく落ち込んだときには、 μ 勾配が小さい領域であり、Fの値に大きな変化はない。また、前記

(5), (6)式により、車輪速度の落込みや加速度はABS制御にフィードバックされ抑えられる。ここで肯定判断されるとステップ210に進み、一方否定判断されるとステップ230に進む。

【0090】ステップ210では、 μ 勾配パラメータR. P. が所定の閾値Rthを上回るか否かを判定する。つまり、この閾値Rthとは、 μ 勾配が大から小に大きく変化する点(μ ピーク)に対応した値に設定されているので、ここで肯定判断されると、まだ最大制動力に達していないと判断してステップ220に進み、一方否定判断されるとステップ240に進む。

【0091】ステップ220では、ブレーキ油圧Pbを求める。つまり、推定又は(圧力センサを用いた)実測により、W/C油圧を求める。続くステップ225では、下記(10)式に基づいて、制動力Fを算出する。

いて算出した制動力Fを、最大制動力Fmaxと設定する。ステップ260では、最大制動力を輪荷重で割って μ ピークを求め、この値を μ_{max} とする。

【0094】ステップ270では、最大制動力に達したことを示すフラグFを1とセットし、一旦本処理を終了する。この様に、本実施例では、 μ 勾配パラメータR. P. を用いることによって、最大制動力を求めることができ。また、最大制動力からピーク μ を求める能够で、制動状態を的確に把握することができ、安全な運転に寄与する。

【0095】また、 μ 勾配パラメータR. P. の判定により、最大制動力に達したか否かを迅速に把握できるの

で、最大制動力に長く保つ様にA B S制御を行なうこと
が容易になる。

(実施例3) 次に、実施例3について説明する。

【0096】本実施例は、前記実施例2にて求めた制動力を、ヨーコントロールに用いた例である。尚、本実施例は、ハード構成や制御処理等前記実施例1、2と同様な部分の説明は、省略又は簡略化する。図15に示す様に、ステップ300にて、ブレーキ油圧Pbを求める。つまり、推定又は実測により、W/C油圧を求める。

【0097】続くステップ310では、前記(10)式を用いて、制動力Fを算出する。続くステップ320では、各輪の制動力Fのうち、左右輪の制動力Fの差△Fを算出する。続くステップ330では、この左右輪の制動力差△Fが、判定値DFmaxを上回る程大きいか否かを判定し、ここで肯定判断されるとステップ340に進み、一方否定判断されると一旦本処理を終了する。

【0098】ステップ340では、高μ側、即ちスリップの程度が大きい側の車輪のW/C油圧に対する制御油圧(増減圧量)△Pを0とし、一旦本処理を終了する。尚、この制御油圧△Pは、前記実施例1のステップ190にて、勾配パラメータR.P.等に基づいて算出した

$$R(i, k) = \sum_{m=0}^{L-1} V_{wBPF}(i-L/2+m) g(m) W(k, m) \dots (11)$$

【0103】そして、この(11)式を用いると、特定周波数に対するポイントi1, i2間の自己相関値R.R.は、下記(12)式で示される。

$$R.R. = |R(i1, k) \times R(i2, k)| \dots (12)$$

【0105】つまり、この値R.R.もしくはこの値R.R.の変化に基づいて、μ勾配パラメータR.P.と同様な制御マップを用いた制御を行なうことができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】 請求項1の発明を例示する概略構成図である。

【図2】 発明の基本的な原理を示す説明図である。

【図3】 μ勾配を示す説明図である。

【図4】 実施例1の車両制御系全体の構成を表わす概略構成図である。

【図5】 実施例1の油圧回路の構成を表わす説明図である。

【図6】 実施例1のR.P.を用いたμ勾配推定の原理を示す説明図である。

【図7】 実施例1の制御処理を示すフローチャートである。

【図8】 車輪速度の時系列データを示す説明図である。

【図9】 フィルタ伝達特性を示すグラフである。

【図10】 ウィンドウの適応箇所を示す説明図である。

値である。

【0099】この様に、本実施例では、左右輪の制動力差△Fに基づいて、制御油圧△Pを調節して、いわゆるヨーコントロールを行なっているので、車両の好ましくない回転方向の挙動を好適に抑制することができる。尚、本発明は前記実施例に限定されるものではなく、本実施例の要旨を逸脱しない範囲内で各種の態様で実施できることは勿論である。

【0100】例えば、タイヤ共振振動の揺らぎからタイヤ表面部での制動状態を判定することは、ホイール部で起きた振動がホイール部とタイヤ表面部との間を行き来する一定時間遅れを伴って再度ホイール部で検出できることがポイントであるので、ホイール部振動の自己相関関数を用いた発明も本発明に含まれることは勿論である。

【0101】この自己相関関数を用いた(11), (12)式を下記に示す。尚、限られたサンプル区間で処理するため前記(2)式と同様のウインドウを使用する。

【0102】

【数2】

【0104】

【数3】

【図11】 油圧脈動と車輪速度信号との周波数の関係を示すグラフである。

【図12】 R.P.とμ勾配との関係を示すグラフである。

【図13】 R.P.とW.P.と△Pとの関係を示すグラフである。

【図14】 実施例2の制御処理を示すフローチャートである。

【図15】 実施例3の制御処理を示すフローチャートである。

【図16】 各路面におけるスリップ率と摩擦係数又はR.P.との関係を示すグラフである。

【図17】 従来技術の説明図である。

【符号の説明】

2FL, 2FR, 2RL, 2RR…ホイールシリンダ(W/C)

4FL, 4FR, 4RL, 4RR…車輪速度センサ

20…アンチスキッド制御用電子制御装置(A B S用E C U)

34…マスターシリンダ(M/C)

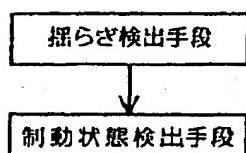
40…油圧回路

46FL, 46FR, 46RL, 46RR…増圧制御弁

48FL, 48FR, 48RL, 48RR…減圧制御弁

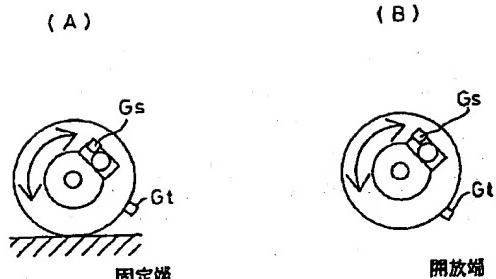
56, 58…リザーバ

【図1】

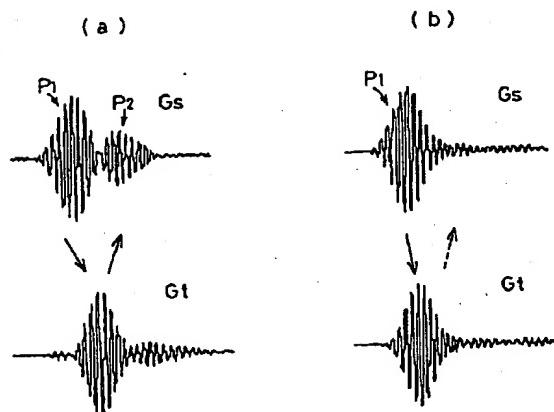
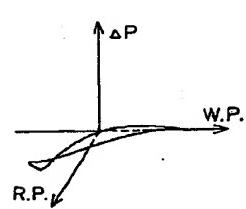
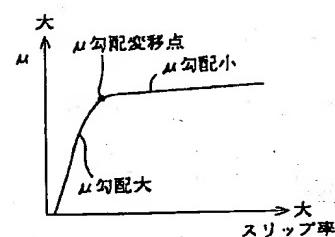


60, 62…ポンプ

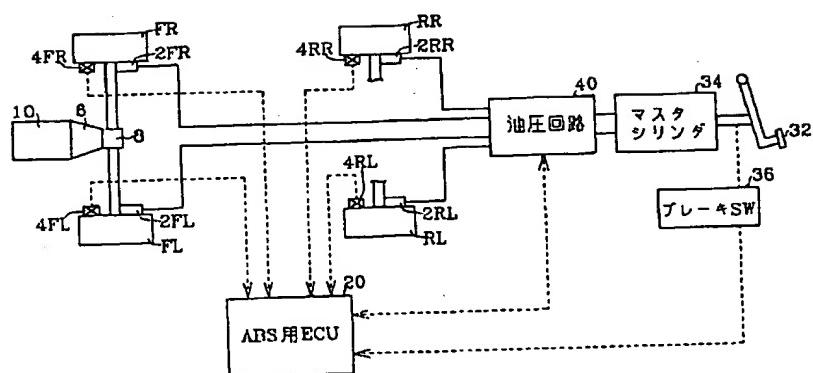
【図2】



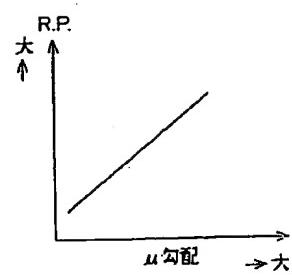
【図3】



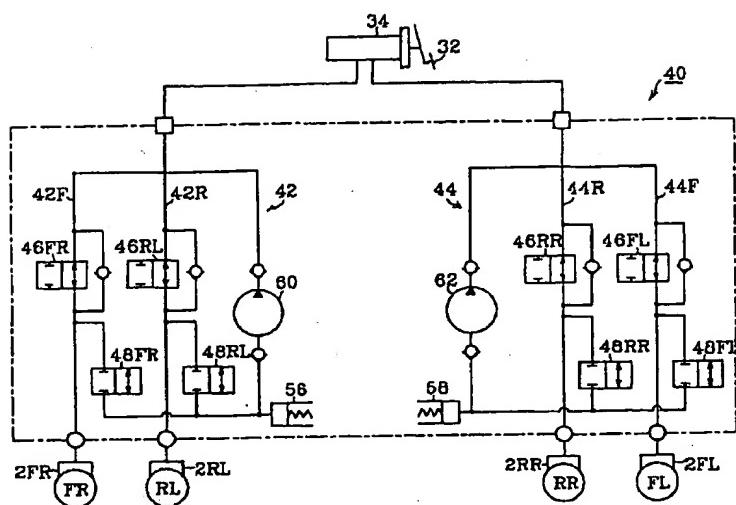
【図4】



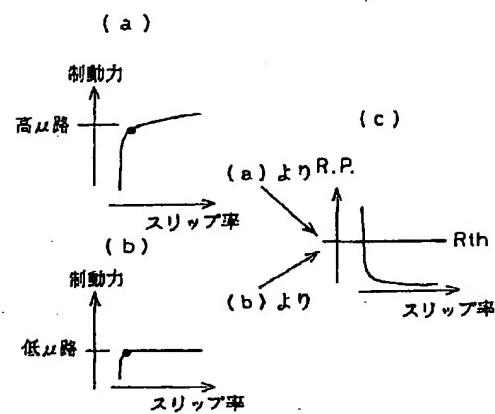
【図12】



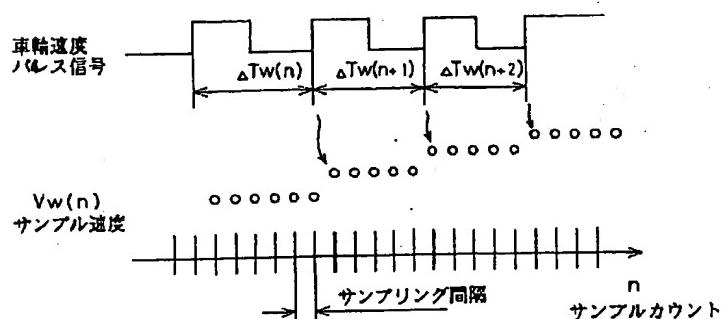
【図5】



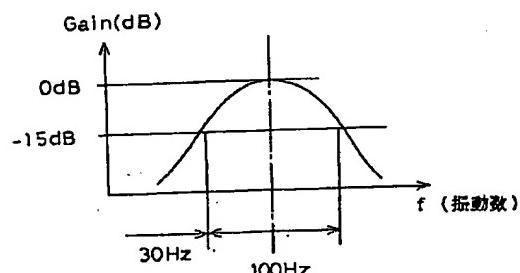
【図6】



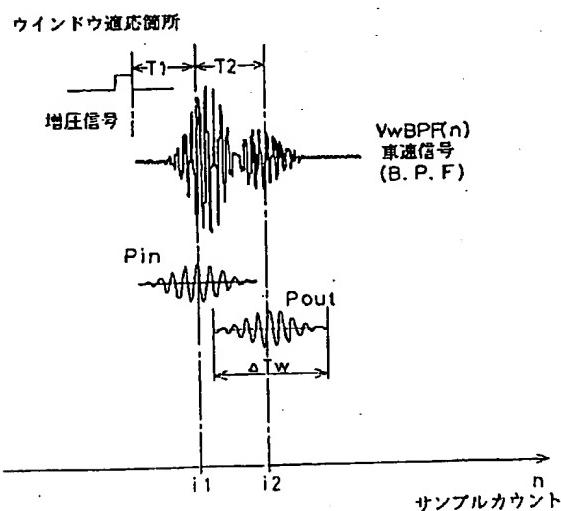
【図8】



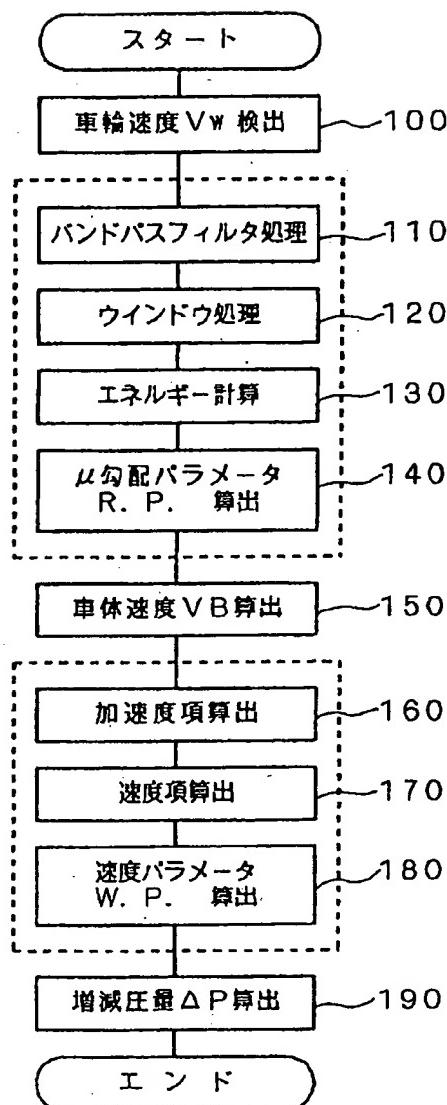
フィルタ伝達特性



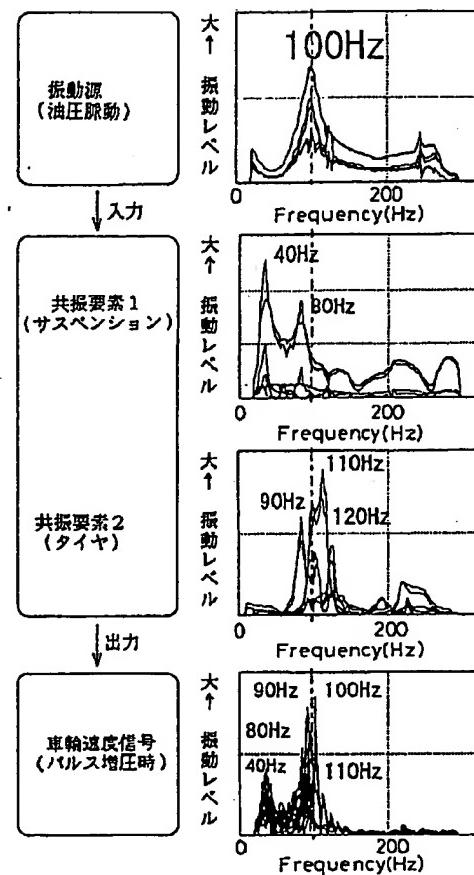
【図10】



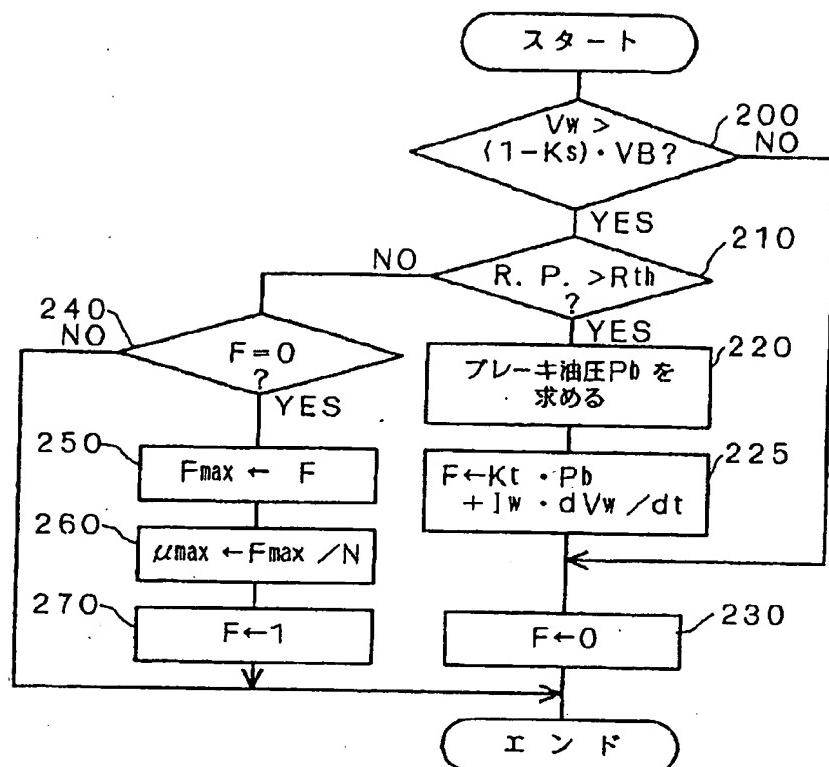
【図 7】



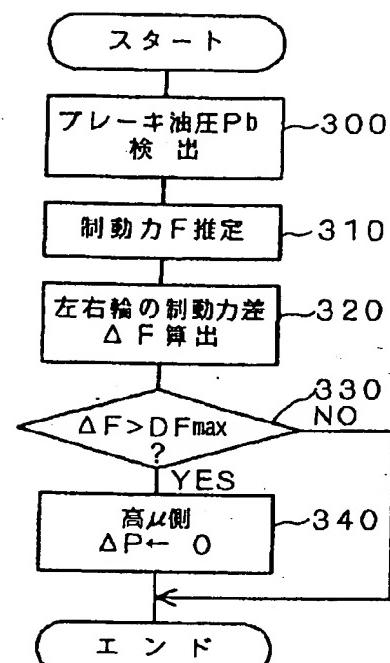
【図 11】



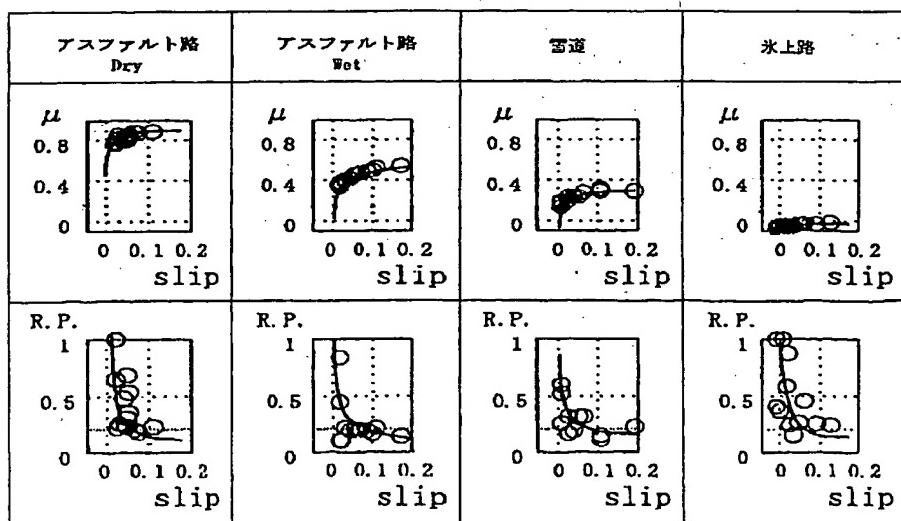
【図14】



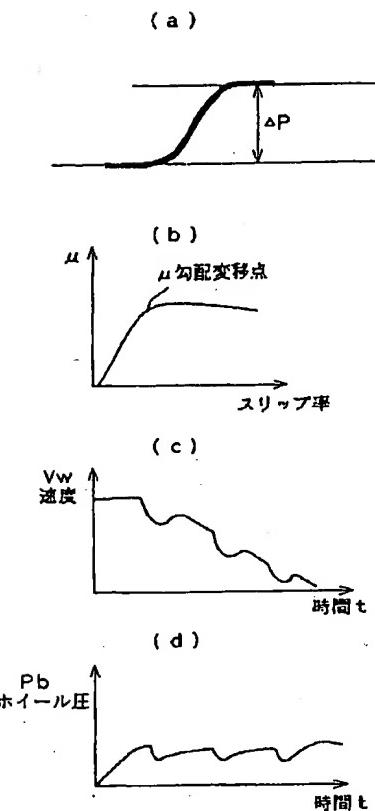
【図15】



【図16】



【図17】



フロントページの続き

(72) 発明者 近藤 益弘
愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 日本電
装株式会社内